

DOUBLE ROW ROLLING BEARING**Publication number:** JP2003314541**Publication date:** 2003-11-06**Inventor:** FUKUDA TOSHIRO; UEDA HIDEO; KAWAGUCHI TOSHIHIRO; YOKOTA KUNIHIKO**Applicant:** KOYO SEIKO CO**Classification:****- international:** *F16H57/02; F16C19/18; F16H57/02; F16C19/02; (IPC1-7): F16C19/18; F16H57/02***- european:****Application number:** JP20020117091 20020419**Priority number(s):** JP20020117091 20020419

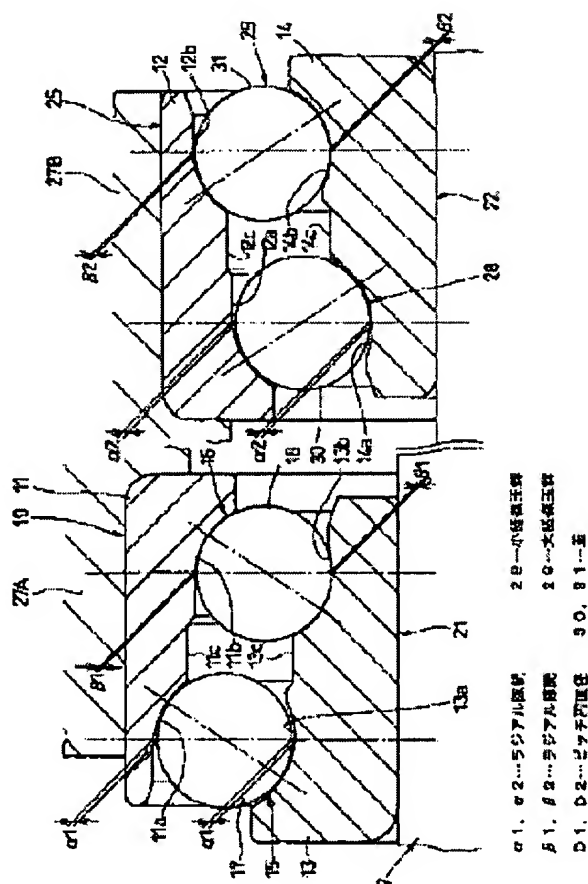
Report a data error here

Abstract of JP2003314541

PROBLEM TO BE SOLVED: To solve problems in which lives of balls on both rows are different if a radial gap between the balls on both rows and the raceways is set equal and the life of the whole double row ball bearing becomes shorter, in case that the double row ball bearing is used for a pinion shaft supporting unit of a differential gear.

SOLUTION: Upon applying the double row ball bearings 10 and 25 to the differential gear 1, radial gaps $[\alpha]1$ and $[\alpha]2$ of a group of balls 15 at a large diameter side and a group of balls 28 at a small diameter side are made larger than radial gaps $[\beta]1$ and $[\beta]2$ of a group of balls 16 at a small diameter side and a group of balls 29 at a large diameter side, when loads are applied to respective double row ball bearings 10 and 25. Accordingly, the loads are first carried by the group of balls 16 at the small diameter side and the group of balls 29 at the large diameter side, and are then carried by the group of balls 15 at the large diameter side and the group of balls 28 at the small diameter side in sequence. Thus, a system life of respective double row ball bearings 10 and 25, especially the lives for the group of balls 15 at the large diameter side and the group of balls 28 at the small diameter side, are further extended.

COPYRIGHT: (C)2004,JPO



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号
特開2003-314541
(P2003-314541A)

(43)公開日 平成15年11月6日(2003.11.6)

(51)Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テーマコード*(参考)
F 1 6 C 19/18		F 1 6 C 19/18	3 J 0 6 3
F 1 6 H 57/02	3 1 1	F 1 6 H 57/02	3 1 1 3 J 1 0 1

審査請求 未請求 請求項の数2 O L (全 8 頁)

(21)出願番号 特願2002-117091(P2002-117091)

(22)出願日 平成14年4月19日(2002.4.19)

(71)出願人 000001247

光洋精工株式会社

大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号

(72)発明者 福田 登志郎

大阪市中央区南船場三丁目5番8号 光洋
精工株式会社内

(72)発明者 上田 英雄

大阪市中央区南船場三丁目5番8号 光洋
精工株式会社内

(74)代理人 100086737

弁理士 岡田 和秀

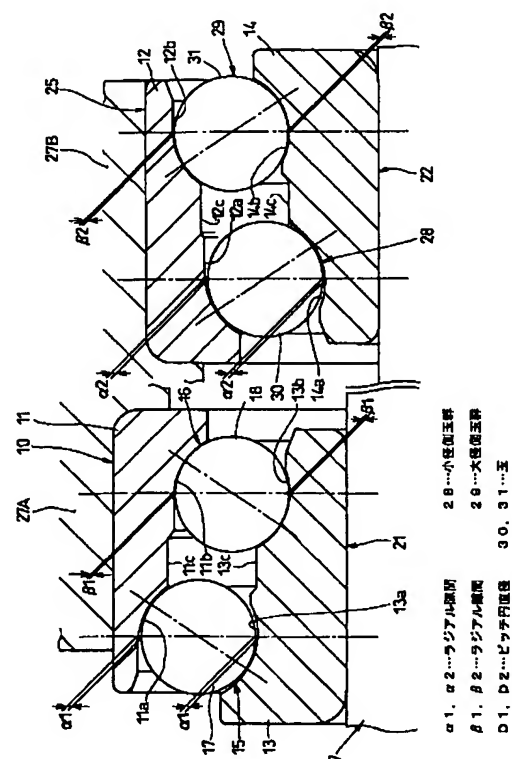
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 複列転がり軸受

(57)【要約】

【課題】 ディファレンシャル装置のピニオン軸支持装置として、複列玉軸受を用いた場合、各列の玉と軌道面とのラジアル隙間を等しく設定してしまうと、両列の玉の寿命が異なり、複列玉軸受全体として寿命が短くなることが考えられる。

【解決手段】 複列玉軸受10、25をディファレンシャル装置1に適用させた場合、大径側玉群15、小径側玉群28のラジアル隙間 $\alpha 1$ 、 $\alpha 2$ を小径側玉群16、大径側玉群29のラジアル隙間 $\beta 1$ 、 $\beta 2$ よりも大きくすることで、各複列玉軸受10、25に荷重が負荷された場合に、まず小径側玉群16、大径側玉群29でその荷重を負担して続いて大径側玉群15、小径側玉群28でもってその荷重を負担させる。これにより、各複列玉軸受10、25のシステム寿命、特に大径側玉群15、小径側玉群28の寿命を延ばすことができる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 複列の軌道面を有する内輪部材と、この内輪部材と同心に配置されかつ前記内輪部材の各軌道面と対応する複列の軌道面を有する外輪部材と、前記内輪部材および外輪部材の各列の軌道面間にそれぞれ介装される複列の転動体とを含む複列転がり軸受であって、前記複列の転動体のうち、負荷の小さい側に配置される転動体とその軌道面との間のラジアル隙間が、前記複列の転動体のうち負荷の大きい側に配置される転動体とその軌道面との間のラジアル隙間に比べて小さく設定されている、ことを特徴とする複列転がり軸受。

【請求項2】 複列の軌道面を有する内輪部材と、この内輪部材と同心に配置されかつ前記内輪部材の各軌道面と対応する複列の軌道面を有する外輪部材と、前記内輪部材および外輪部材の各列の軌道面間に、それぞれ異なるピッチ円直径をもって介装される複列の転動体とを含む複列転がり軸受であって、前記複列の転動体のうち、負荷の小さい側に配置される転動体とその軌道面との間のラジアル隙間が、前記複列の転動体のうち負荷の大きい側に配置される転動体とその軌道面との間のラジアル隙間に比べて小さく設定されている、ことを特徴とする複列転がり軸受。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、例えば車両に搭載されるディファレンシャル装置等に用いられる複列転がり軸受に関する。

【0002】

【従来の技術】図7は、従来のディファレンシャル装置100の断面構造を示している。このディファレンシャル装置100は、そのディファレンシャルケース101内に、ピニオン軸（ドライブピニオン）102を有し、このピニオン軸102は、その一侧に差動変速機構107のリングギヤ108に噛合されるピニオンギヤ106を有する。このピニオン軸102はまた、軸心方向に離間して配置される一対単列の円錐ころ軸受103、104によって、軸心回りに回転自在に支持されている。ピニオン軸102の端部に、不図示のプロペラシャフトに連結されるコンパニオンフランジ105が設けられている。

【0003】上記ディファレンシャル装置100では、ピニオン軸102を回転自在に支持する軸受が円錐ころ軸受103、104からなっている。特に、スラスト荷重の大きなピニオンギヤ106側の円錐ころ軸受103には大きな摩擦抵抗が働く。このため回転トルクが大きくなり、ディファレンシャル装置100の効率が低下することが考えられる。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】そこで、ピニオンギヤ106側の軸受を、円錐ころ軸受103に代えて、タン

デム型の複列玉軸受を用いることが考えられる。このように、円錐ころ軸受103に代えてタンデム型の複列玉軸受を用いる場合、ピニオンギヤ106側の玉に対する負荷の方が、反ピニオンギヤ106側の玉に対する負荷よりも大きくなる。

【0005】このため、上記ディファレンシャル装置100に複列玉軸受を用いた場合、各列の玉と軌道面とのラジアル隙間を等しく設定してしまうと、両列の玉の寿命が大きく異なり、複列玉軸受全体として寿命が短くなることが考えられる。

【0006】

【課題を解決するための手段】本発明の複列転がり軸受は、複列の軌道面を有する内輪部材と、この内輪部材と同心に配置されかつ前記内輪部材の各軌道面と対応する複列の軌道面を有する外輪部材と、前記内輪部材および外輪部材の各列の軌道面間にそれぞれ介装される複列の転動体とを含み、これら複列の転動体のうち、負荷の小さい側に配置される転動体とその軌道面との間のラジアル隙間が、前記複列の転動体のうち負荷の大きい側に配置される転動体とその軌道面との間のラジアル隙間に比べて小さく設定されている。

【0007】上記構成のように、負荷の小さい側に配置される転動体とその軌道面との間のラジアル隙間を、複列の転動体のうち負荷の大きい側に配置される転動体とその軌道面との間のラジアル隙間に比べて小さく設定したことにより、転動体で負荷を負担する際に、まず負荷が小さい側に配置される転動体で主として荷重を支持し、さらに大きな荷重が働いた際に、負荷の大きい側に配置される転動体におけるラジアル隙間が詰められて、こちらの転動体で負荷を支持するよう荷重支持の分担がなされる。これにより、各転動体の寿命が平均化され、複列転がり軸受全体のシステム寿命が延びる。

【0008】また、本発明の複列転がり軸受は、複列の軌道面を有する内輪部材と、この内輪部材と同心に配置されかつ前記内輪部材の各軌道面と対応する複列の軌道面を有する外輪部材と、前記内輪部材および外輪部材の各列の軌道面間に、それぞれ異なるピッチ円直径をもって介装される複列の転動体とを含み、これら複列の転動体のうち、負荷の小さい側に配置される転動体とその軌道面との間のラジアル隙間が、前記複列の転動体のうち負荷の大きい側に配置される転動体とその軌道面との間のラジアル隙間に比べて小さく設定されている。

【0009】この場合も上記と同様に、負荷の小さい側に配置される転動体とその軌道面との間のラジアル隙間を、前記複列の転動体のうち負荷の大きい側に配置される転動体とその軌道面との間のラジアル隙間に比べて小さく設定したことにより、転動体で負荷を負担する際に、まず負荷が小さい側に配置される転動体で主として荷重を支持し、さらに大きな荷重が働いた際に、負荷の大きい側に配置される転動体におけるラジアル隙間が詰

められて、こちらの転動体で負荷を支持するよう荷重支持の分担がなされる。これにより、各転動体の寿命が平均化され、複列転がり軸受全体のシステム寿命が延びる。

【0010】なお、上記転動体は玉あるいはころを意味し、両列の転動体の何れも玉を用いた構成としてもよいし、両列の転動体のいずれもころを用いて構成してもよい。あるいは、荷重負荷が大きい側の転動体としてころを用いるようにし、荷重負荷が小さい側の転動体として玉を用いるようにしてもよい。

【0011】

【発明の実施の形態】以下、本発明の複列玉軸受を、車両に付設されるディファレンシャル装置のピニオン軸支持用軸受に適用させた場合を例に、図面に基づいて説明する。

【0012】図1はディファレンシャル装置の概略構成を示す断面図、図2は要部拡大断面図、図3は複列玉軸受の組付け途中の状態を示す断面図、図4は複列玉軸受におけるラジアル隙間を表す拡大断面図、図5は各複列玉軸受をピニオン軸に装着した場合の線形図、図6は横軸をラジアル隙間とし縦軸をシステム寿命とした場合のグラフ図である。

【0013】図1に示すように、前記ディファレンシャル装置1は、ディファレンシャルケース2を有する。このディファレンシャルケース2は、フロントケース3とリヤケース4とからなり、両者3、4は、ボルト・ナット2aにより取付けられている。フロントケース3の内方に、軸受装着用の環状壁27A、27Bが形成されている。このディファレンシャルケース2は、左右の車輪を差動連動する差動変速機構5、一側にピニオンギヤ6を有するピニオン軸（ドライブピニオン）7を内装している。ピニオンギヤ6は、差動変速機構5のリングギヤ8に噛合されている。ピニオン軸7の軸部9は、一側に比べて他側ほど小径となるよう段状に形成されている。

【0014】ピニオン軸7の軸部9は、その一側を、第一の複列玉軸受10を介してフロントケース3に形成された環状壁27Aに、軸心回りに回転自在に支持されている。ピニオン軸7の軸部9は、その他側を第二の複列玉軸受25を介してフロントケース3の環状壁27Bに軸心回りに回転自在に支持されている。

【0015】図2に示すように、第一の複列玉軸受10は、ピニオン側の大径外輪軌道面11aおよび反ピニオン側の小径外輪軌道面11bを有する単一の第一の外輪部材11と、第一の組品21とから構成されている。第一の複列玉軸受10は、第一の外輪部材11に第一の組品21をピニオン側から反ピニオン側に向けて軸心方向から組付けることで構成されている。

【0016】第一の外輪部材11は、環状壁27の内周面に嵌着されている。この第一の外輪部材11として、肩おとし外輪が用いられている。この第一の外輪部材1

1の大径外輪軌道面11aと小径外輪軌道面11bとの間に、小径外輪軌道面11bより大径で大径外輪軌道面11aに連続する平面部11cが形成されている。この構成により、第一の外輪部材11の内周面は段状に形成されている。

【0017】第一の組品21は、第一の外輪部材11の大径外輪軌道面11aに径方向で対向する大径内輪軌道面13a、および小径外輪軌道面11bに径方向で対向する小径内輪軌道面13bを有する単一の第一の内輪部材13と、ピニオン側の大径側玉群15および反ピニオン側の小径側玉群16と、各玉群15、16を構成する玉17、18を円周方向等配位置に保持する保持器19、20とから構成されている。

【0018】第一の内輪部材13として肩おとし内輪が用いられている。第一の内輪部材13は、ピニオン軸7に挿通されている。第一の内輪部材13における端面は、ピニオンギヤ6の端面に軸心方向から当接し、第一の内輪部材13は、ピニオンギヤ6の端面と、ピニオン軸7の軸部9の途中に外嵌された予圧設定用の塑性スペーサ23とで軸心方向から挟まれている。

【0019】大径内輪軌道面13aと小径内輪軌道面13bとの間に、小径内輪軌道面13bより大径で大径内輪軌道面13aに連続する平面部13cが形成されている。この構成により、第一の内輪部材13の外周面は段状に形成されている。

【0020】大径側玉群15は、大径外輪軌道面11aと大径内輪軌道面13aとの間に、所定のラジアル隙間 α 1を介して配置されている。小径側玉群16は、小径外輪軌道面11bと小径内輪軌道面13bとの間に、ラジアル隙間 α 1より小さい所定のラジアル隙間 β 1を介して配置されている。

【0021】この第一の複列玉軸受10において、大径側玉群15における玉17の径と、小径側玉群16における玉18の径とは等しく形成され、各玉群15、16のピッチ円直径D1、D2はそれぞれ異なる。すなわち、大径側玉群15のピッチ円直径D1は、小径側玉群16のピッチ円直径D2より大きく設定されている。このようにピッチ円直径D1、D2が異なる玉群15、16を有する第一の複列玉軸受10は、タンデム型の複列玉軸受と称される。

【0022】第二の複列玉軸受25は、ピニオン側の小径外輪軌道面12aおよび反ピニオン側の大径外輪軌道面12bを有する単一の第二の外輪部材12と、第二の組品22とから構成されている。第二の複列玉軸受25は、第二の外輪部材12に第二の組品22を反ピニオン側からピニオン側へ向けて軸心方向から組付けることで構成されている。この第二の外輪部材12には、大径外輪軌道面12aと小径外輪軌道面12bとの間に、小径外輪軌道面12bより大径で大径外輪軌道面12aに連続する平面部12cが形成されている。この構成によ

り、第二の外輪部材12の内周面は段状に形成されている。第二の外輪部材12は、環状壁27Bの内周面に嵌着されている。この第二の外輪部材12として、肩おとし外輪が用いられている。

【0023】第二の組品22は、第二の外輪部材12の小径外輪軌道面12aに径方向で対向する小径内輪軌道面14a、および大径外輪軌道面12bに径方向で対向する大径内輪軌道面14bを有する単一の第二の内輪部材14と、ピニオン側の小径側玉群28および反ピニオン側の大径側玉群29と、各玉群28、29を構成する玉30、31を円周方向等配位置に保持する保持器32、33とから構成されている。第二の内輪部材14として肩おとし内輪が用いられている。第二の内輪部材14は、ピニオン軸7に挿通され、第二の内輪部材14は、予圧設定用の塑性スペーサ23と遮蔽板37とで軸心方向から挟まれている。

【0024】小径内輪軌道面14aと大径内輪軌道面14bとの間に、大径内輪軌道面14bより小径で小径内輪軌道面14aに連続する平面部14cが形成されている。この構成により、第一の内輪部材14の外周面は段状に形成されている。

【0025】小径側玉群28は、小径外輪軌道面12aと小径内輪軌道面14aとの間に、所定のラジアル隙間 α 2を介して配置されている。大径側玉群29は、大径外輪軌道面12bと大径内輪軌道面14bとの間に、所定のラジアル隙間 α 2より小さい所定のラジアル隙間 β 2を介して配置されている。

【0026】この第二の複列玉軸受25において、小径側玉群28における玉30の径と大径側玉群29における玉31の径とは等しく形成され、各玉群28、29のピッチ円直径D3、D4はそれぞれ異なる。すなわち、大径側玉群28のピッチ円直径D3は、小径側玉群29のピッチ円直径D4より小さく設定されている。この第二の複列玉軸受25もタンデム型の複列玉軸受である。

【0027】フロントケース3の外壁と一侧の環状壁27Aの間に、オイル循環路40が形成されており、このオイル循環路40のオイル入口41は、オイル循環路40のリングギヤ8側に開口され、オイル循環路40のオイル出口42は、環状壁27A、27B間に開口されている。

【0028】ディファレンシャル装置1は、コンパニオンフランジ43を有する。このコンパニオンフランジ43は、胴部44とこの胴部44に一体的に形成されるフランジ部45とを有する。胴部44は、ピニオン軸7の軸部9の他側、すなわち不図示のドライブシャフト側に外嵌するものである。胴部44の一侧端面と第二の複列玉軸受25の第二の内輪部材14端面との間に、前記遮蔽板37が介装されている。胴部44の外周面とフロントケース3の他側開口内周面との間に、オイルシール46が配置されている。オイルシール46を覆うためのシ

ール保護カップ47が、フロントケース3の他側開口部に取付けられている。軸部9の他側外端部にねじ部48が形成され、このねじ部48は、フランジ部45の中心凹部41に突出している。ねじ部48に、ナット49が螺着されている。

【0029】このように、ねじ部48にナット49が螺着されることで、第一の複列玉軸受10の第一の内輪部材13および第二の複列玉軸受25の第二の内輪部材14がピニオンギヤ6の端面とコンパニオンフランジ43の端面とで軸心方向に挟み込まれ、遮蔽板37および塑性スペーサ23を介して、第一の複列玉軸受10の玉17、18および第二の複列玉軸受25の玉30、31に対して所定の予圧が付与された状態となる。

【0030】上記構成のディファレンシャル装置1では、ディファレンシャルケース2内には、潤滑用のオイル50が運転停止状態においてレベルシにて貯留されている。オイル50は、運転時にリングギヤ8の回転に伴って跳ね上げられ、フロントケース3内のオイル循環路40を通して第一の複列玉軸受10および第二の複列玉軸受25の上部に供給されるように導かれ、第一の複列玉軸受10および第二の複列玉軸受25を潤滑するようディファレンシャルケース2内を循環する。

【0031】次に、このようなディファレンシャル装置1の組立方法を説明する。ディファレンシャル装置1を組立てるに際して、第一の複列玉軸受10を予め組立てて、大径側玉群15と、大径外輪軌道面11aおよび大径内輪軌道面13aとの間のラジアル隙間 α 1を調節しておく。また、小径側玉群15と、小径外輪軌道面11bおよび小径内輪軌道面13bとの間のラジアル隙間 β 1を調節しておく。すなわち、ラジアル隙間 α 1に比べてラジアル隙間 β 1が小さくなるよう、ラジアル隙間 α 1、 β 1の管理をしておく。

【0032】また、ディファレンシャル装置1を組立てるに際して、第二の複列玉軸受25を予め組立てて、小径側玉群28と、小径外輪軌道面12aおよび小径内輪軌道面14aとの間のラジアル隙間 α 2を調節しておく。また、大径側玉群29と、大径外輪軌道面12bおよび大径内輪軌道面14bとの間のラジアル隙間 β 2を調節しておく。すなわち、ラジアル隙間 α 2に比べてラジアル隙間 β 2が小さくなるよう、ラジアル隙間 α 2、 β 2の管理をしておく。

【0033】そして、第一の複列玉軸受10における第一の外輪部材11、および第二の複列玉軸受25における第二の外輪部材12をそれぞれ環状壁27A、27Bに圧入しておく。

【0034】これとは別に、第一の複列玉軸受10の第一の組品21を、その第一の内輪部材13をピニオン軸7に挿通して、第一の組品21をピニオン軸7の軸部9のピニオンギヤ6側に位置させておく。次に、フロントケース3とリヤケース4とを未だ分離させた状態で、第

一の複列玉軸受10における第一の外輪部材11を、フロントケース3に組込む。このとき、第一の外輪部材11を、フロントケース3の側開口から環状壁27に形成されている段部に当たる軸心方向所定位置まで圧入する。また、第二の複列玉軸受25の第二の外輪部材12を、フロントケース3の他側開口から、環状壁28に形成されている段部に当たる軸心方向所定位置まで圧入する。

【0035】これとは別に、第一の組品21を、その第一の内輪部材13をピニオン軸7の軸部9に挿通して組付けておく。

【0036】上記のようにして第一の組品21を取付けたピニオン軸7を、その小径側から、またフロントケース3の側開口から、第一の組品21の小径側玉群16の玉18が第一の外輪部材11の小径外輪軌道面11bに嵌合するよう、かつ第一の組品21の大径側玉群15の玉17が第一の外輪部材11の大径外輪軌道面11aに嵌合するよう挿入する。

【0037】次に、塑性スペーサ23を、フロントケース3の他側開口からピニオン軸7の軸部9に外嵌挿入する。続いて、第二の複列玉軸受25における第二の組品22を、その第二の内輪部材14をフロントケース3の

他側開口からピニオン軸7の軸部9に挿通装着する。

【0038】その後、遮蔽板37をフロントケース3の他側開口からピニオン軸7の軸部9に挿通し、オイルシール46を装着し、シール保護カップ47をフロントケース3の他側開口部に取付け、シール保護カップ47にコンパニオンフランジ43の胴部44を挿通してその端面を遮蔽板37に当接させる。続いて、軸部9のねじ部48にナット49を螺着することで、第一の複列玉軸受10の、第一の組品21における玉17、18、および第二の複列玉軸受25の、第二の組品22における玉30、31に所定の予圧を付与する。

【0039】ところで一般に、大径側玉群15および小径側玉群28は、各複列玉軸受10、25において、それぞれピニオン側に配置されているため、小径側玉群16および大径側玉群29に比べて大きな荷重が働く。

【0040】ここで、大径側玉群15、小径側玉群16をそれぞれHL、HSと表し、小径側玉群28、大径側玉群29をそれぞれTS、TLと表した場合の各玉群15、16、28、29におけるラジアル隙間とシステム寿命の関係を、下記(表1)に示す。

【0041】

【表1】

予圧付与する 玉群	予圧付与しない 玉群	ラジアル隙間 (μm)		
		α 1、α 2、β 1、β 2		
		0	1 0	2 0
		システム寿命 (km)		
HL TL	HS TS	26254	23248	20716
HS TS	HL TL	31915	29411	26531
HS TL	HL TS	33155	30921	28228
	HL HS TS TL	31214	31214	31214

【0042】図6は横軸をラジアル隙間 $\alpha 1, \alpha 2, \beta 1, \beta 2$ (μm)とし、縦軸をシステム寿命(km)とした場合のグラフ図である。この図において実線aはHL、TLに予圧を付与した(HS、TSに予圧を付与しない)場合を示し、破線bはHS、TSに予圧を付与した(HL、TLに予圧を付与しない)場合を示し、二点鎖線cはHS、TLに予圧を付与した(HL、TSに予圧を付与しない)場合を示し、一点鎖線dはHL、HS、TS、TLの何れにも予圧を付与しない場合を示している。

【0043】そして、上記(表1)および図6から、HL、HS、TS、TLの何れにも予圧を付与しない場合を基準とすると、もっともシステム寿命が長いのは、HS、TLに予圧を付与してHL、TSに予圧を付与しない場合であることがわかった。

【0044】上述のようにHL、TSは、各複列玉軸受10、25においてそれぞれピニオン側に位置する大径側玉群15、小径側玉群28であり、HS、TLは、各

複列玉軸受10、25においてそれぞれ反ピニオン側に位置する小径側玉群16、大径側玉群29である。このため複列玉軸受10、25をディファレンシャル装置1に適用させた場合、HL、TSの方がHS、TLに比べて荷重条件が厳しい。そこで、大径側玉群15、小径側玉群28のラジアル隙間 $\alpha 1, \alpha 2$ を、小径側玉群16、大径側玉群29のラジアル隙間 $\beta 1, \beta 2$ よりも大きくすることで、各複列玉軸受10、25に荷重が負荷された場合に、まず小径側玉群16、大径側玉群29でその荷重を負担する。さらに大きな荷重が働いた際に、大径側玉群15、小径側玉群28におけるラジアル隙間 $\alpha 1, \alpha 2$ が詰められて荷重負担し、荷重の負担が大径側玉群15、小径側玉群28、小径側玉群16、大径側玉群29に振分けられる。これにより、各複列玉軸受10、25のシステム寿命、特に大径側玉群15、小径側玉群28の寿命を延ばすことができる。

【0045】なお、上記(表1)および図6からラジアル隙間 $\alpha 1, \alpha 2$ の値が $20\mu\text{m}$ になるとシステム寿命

が低下することもわかる。このため、ラジアル隙間 $\alpha 1$ 、 $\alpha 2$ は $10\mu\text{m}$ 以内に抑えるよう設定する。

【0046】さらにこの実施形態では、反ピニオンギヤ6側の玉軸受として、摩擦抵抗の小さい第一の複列玉軸受10を用いている。これにより、従来用いていた円錐ころ軸受に比べて回転トルクが小さくなり、ディファレンシャル装置1の効率を向上させることができる。しかも、単列の玉軸受でなく、複列の玉軸受を用いたことにより、単列の玉軸受に比べて負荷容量を大きくすることができ、十分な支持剛性が得られる。

【0047】加えて、第一の複列玉軸受10として、ピニオンギヤ6側の小径側玉群15のピッチ円直径D1を、大径側玉群16のピッチ円直径D2に比べて大きくしたタンデム型の第一の複列玉軸受10を用いたことにより、両列の玉17、18が同径であれば、より大きな荷重が働くピニオンギヤ6側の小径側玉群16における玉17の数を増加させることができ、このため大きな負荷に耐え得る。

【0048】上記実施形態では、第一の複列玉軸受10および第二の複列玉軸受25を、車両のディファレンシャル装置1のピニオン軸支持用軸受に用いた例を示したが、これに限定されるものではない。すなわち、軸あるいはハウジングの一方に複列玉軸受の構成部品である一方の軌道輪を取付けておき、軸あるいはハウジングの他方に、複列玉軸受の他の構成部品を組付けて、軸をハウジングに対して挿通する構成の装置であれば適用可能である。

【0049】また上記実施形態では、それぞれ二列の玉群を有する複列玉軸受を、車両のディファレンシャル装置1に適用させたが、本発明はこれに限定されない。すなわち、複列転がり軸受として、三列あるいはそれ以上の玉群ないしころ群を有した構成であってもよい。この場合も、負荷の小さい側に配置される転動体とその軌道面との間のラジアル隙間を、複列の転動体のうち負荷の大きい側に配置される転動体とその軌道面との間のラジアル隙間に比べて小さく設定することで、上記実施形態と同様の作用効果を奏し得る。

【0050】

【発明の効果】以上の説明から明らかな通り、本発明によれば、複列玉軸受の寿命の長さを平均化して、複列転がり軸受全体の寿命を延ばすことができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の第一の実施形態を示すディファレンシャル装置の全体構成を示す断面図である。

【図2】 同じく要部拡大断面図である。

【図3】 同じく複列玉軸受の組付け途中の状態を示す断面図である。

【図4】 同じく複列玉軸受におけるラジアル隙間を表す拡大断面図である。

【図5】 同じく各複列玉軸受をピニオン軸に装着した場合の線図である。

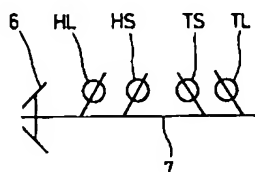
【図6】 横軸をラジアル隙間とし縦軸をシステム寿命とした場合のグラフ図である。

【図7】 従来例を示すディファレンシャル装置の全体構成を示す断面図である。

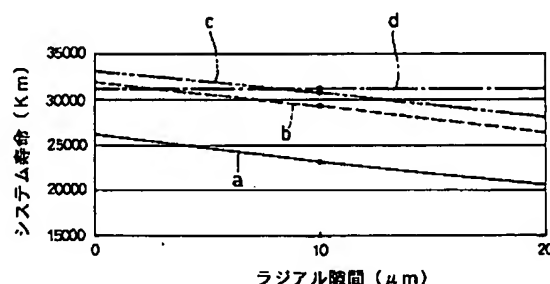
【符号の説明】

- | | |
|-------------------------|-------------|
| 1 | ディファレンシャル装置 |
| 6 | ピニオンギヤ |
| 7 | ピニオン軸 |
| 10 | 第一の複列玉軸受 |
| 11 | 第一の外輪部材 |
| 12 | 第二の外輪部材 |
| 13 | 第一の内輪部材 |
| 14 | 第二の内輪部材 |
| 15 | 大径側玉群 |
| 16 | 小径側玉群 |
| 17, 18 | 玉 |
| 21 | 第一の組品 |
| 22 | 第二の組品 |
| 25 | 第二の複列玉軸受 |
| $\alpha 1$, $\alpha 2$ | ラジアル隙間 |
| $\beta 1$, $\beta 2$ | ラジアル隙間 |
| D1, D2 | ピッチ円直径 |
| 28 | 小径側玉群 |
| 29 | 大径側玉群 |
| 30, 31 | 玉 |

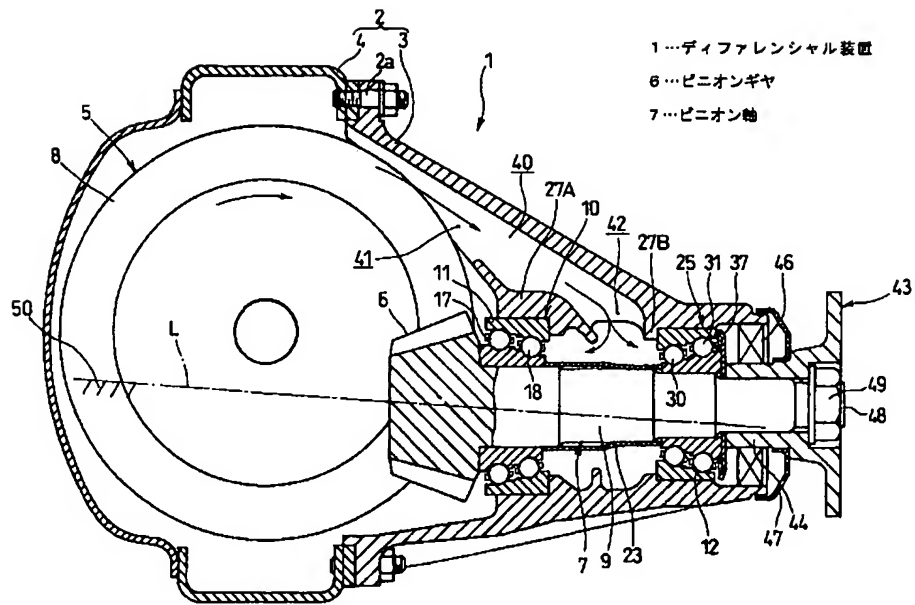
【図5】



【図6】

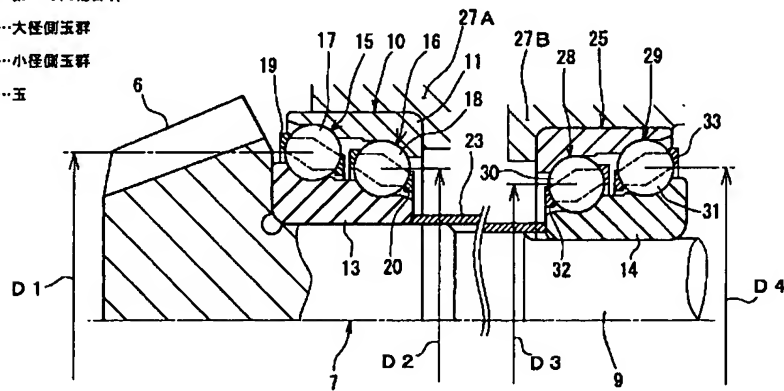


【図1】

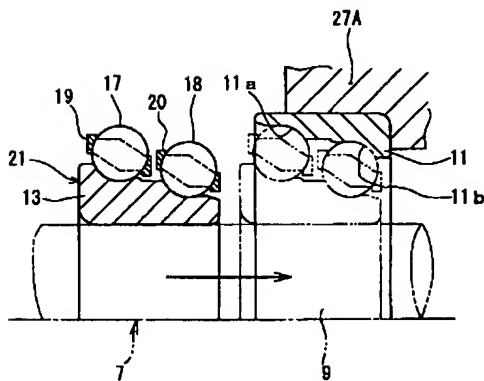


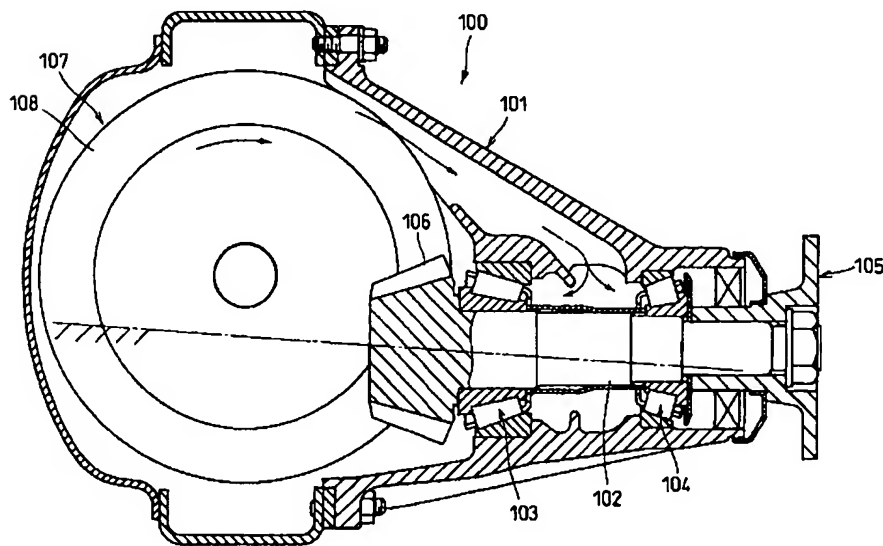
【図2】

- 10...第一の複列玉軸受
- 11...第一の外輪部材
- 12...第二の外輪部材
- 13...第一の内輪部材
- 14...第二の内輪部材
- 16...大径側玉群
- 18...小径側玉群
- 17, 18...玉



【図3】





F ターム(参考) 3J063 AA01 AB04 AC01 BA04 BB11
CA05 CD02 CD06
3J101 AA02 AA32 AA43 AA54 AA62
FA31 GA02 GA11